

⑨ 日本国特許庁(JP)

⑩ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報(A)

昭61-48657

⑪ Int.Cl.⁴

識別記号

庁内整理番号

⑬ 公開 昭和61年(1986)3月10日

F 16 H 9/18

6608-3J

審査請求 未請求 発明の数 1 (全6頁)

⑭ 発明の名称 ベルト式無段変速装置

⑮ 特 願 昭59-168704

⑯ 出 願 昭59(1984)8月10日

⑰ 発 明 者 松 井 英 昭 豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

⑱ 出 願 人 トヨタ自動車株式会社 豊田市トヨタ町1番地

⑲ 代 理 人 弁理士 池田 治幸 外2名

明 細 書

1. 発明の名称

ベルト式無段変速装置

2. 特許請求の範囲

互いに平行な軸心まわりに回転可能な一次側回転軸および二次側回転軸と、相互間にV溝を形成する固定回転体及び可動回転体を有して、前記一次側回転軸および二次側回転軸にそれぞれ設けられ、前記可動回転体の移動によって前記V溝幅が変更される一対の可変プーリと、前記可動回転体の受圧面に油圧を作用させるための環状空間を有して前記二次側回転軸に設けられて、該二次側回転軸の可動回転体を駆動する油圧シリンダとを備え、前記可変プーリに巻掛けられた伝導ベルトを介して前記一次側回転軸の回転が無段階に変速されて前記二次側回転軸に伝達され、かつ前記油圧シリンダの油圧が専ら該伝導ベルトと前記可変プーリとの摩擦係力が必要かつ充分となるように制御される形式のベルト式無段変速装置において、

前記可動回転体に前記受圧面と反対向きであつ

て該受圧面と略同外径の補償用受圧面を設けるとともに、前記二次側回転軸の中心付近において開放された環状空間であつて、収容した油に遠心力に基づいて生ずる油圧を前記補償用受圧面に作用させる補償用環状空間を設けたことを特徴とするベルト式無段変速装置。

3. 発明の詳細な説明

技術分野

本発明はベルト式無段変速装置に係り、特に、二次側回転軸に伝導ベルトと可変プーリとの摩擦係力を調整する油圧シリンダが設けられたベルト式無段変速装置の改良に関するものである。

従来技術

互いに平行な軸心まわりに回転可能な一次側回転軸および二次側回転軸と、相互間にV溝を形成する固定回転体及び可動回転体を有して、前記一次側回転軸および二次側回転軸にそれぞれ設けられ、可動回転体の移動によってV溝幅が変更される一対の可変プーリとを備え、その可変プーリのV溝幅を変更することにより、可変プーリに巻掛

けられた伝導ベルトの掛け径（有効径）を連続的に変化させ、これら可変プーリと伝導ベルトとの摩擦に基づいて、一次側回転軸の回転を無段階に変速して二次側回転軸に伝達するベルト式無段階変速装置が、従来から自動車等の変速機として用いられている。

ところで、斯るベルト式無段階変速装置において、上記伝導ベルトと可変プーリとの摩擦力は、これが過大な場合には動力伝達時の動力損失が増加するとともに伝導ベルトの寿命が著しく低下する一方、過小な場合には伝導ベルトと可変プーリとの間にスリップが発生する可能性がある。そこで、斯る不都合を回避するために、上記二次側回転軸に、可動回転体の受圧面に油圧を作用させるための環状空間を有してその可動回転体を駆動する油圧シリンダを設け、その油圧を、専ら伝導ベルトと可変プーリとの摩擦力が必要かつ充分となるように制御するようにしたものがある。

発明が解決しようとする問題点

しかしながら、上記油圧シリンダは二次側回転

軸と一体的に回転させられるため、その環状空間内に充たされている油に遠心力が作用し、特に高速回転時には、この遠心力の影響で油圧シリンダの実際の油圧が増大してしまい、伝導ベルトと可変プーリとの摩擦力が過大になり動力損失が増大するという問題があった。

問題点を解決するための手段

本発明は、上記のような問題を解決するために為されたものであり、前述したように二次側回転軸に伝導ベルトと可変プーリとの摩擦力を調整する油圧シリンダが設けられたベルト式無段階変速装置において、二次側回転軸に設けられた可変プーリの可動回転体に、油圧シリンダの油圧が作用する受圧面と反対向きであってその受圧面と略同外径の補償用受圧面を設けるとともに、その二次側回転軸の回転中心付近において開放された環状空間であって、収容した油に遠心力に基づいて生ずる油圧を前記補償用受圧面に作用させる補償用環状空間を設けたことを特徴とする。

- 作用

以上のように構成されたベルト式無段階変速装置においては、二次側回転軸が回転するとそれに伴って油圧シリンダも回転させられ、その環状空間内に充たされている油に遠心力が作用して、その分だけ可動回転体の受圧面に作用する油圧が増大するが、同時に補償用環状空間内に収容されている油にも遠心力に基づいて油圧が発生し、この油圧が可動回転体上記受圧面と反対向きに設けられた補償用受圧面に作用する。そして、この補償用受圧面は油圧シリンダの油圧が作用する受圧面と略同外径を有し、また、補償用環状空間は二次側回転軸の回転中心付近において開放されているため、補償用受圧面に作用する油圧は受圧面に作用する油圧の遠心力に基づく増圧分とほぼ一致し、その遠心力による増圧分が効果的に補償（相殺）され、可動回転体は専ら伝導ベルトと可変プーリとの摩擦力が必要かつ充分となるように制御された油圧のみに基づいて駆動されることとなる。

実施例

以下、本発明の一実施例を図面に基いて詳細

に説明する。

第1図は自動車等の変速機として使用されるベルト式無段階変速装置の要部を示す断面図であるが、斯る第1図においてハウジング10には、エンジン等に連結されて回転駆動される一次側回転軸としての入力軸12と、その入力軸12の回転が無段階に変速されて伝達される二次側回転軸としての出力軸14とが、それぞれベアリング16および18を介して互いに平行な軸心まわりに回転可能に取り付けられている。入力軸12の一端部はハウジング10に固定されリテーナ20を回転可能に挿通する一方、出力軸14の一端部はリテーナ22内に回転可能に収容されているが、それら入力軸12とリテーナ20の間および出力軸14とリテーナ22の間は、それぞれシール部材24および26によって油密にシールされている。

入力軸12はその段部にベアリング16の内輪がナット28によって締め付けられることにより、軸方向の位置決めが為されているが、それら段部

と内輪との間には有底円筒形状の油圧シリンダ30が介挿されて、入力軸12に対して相対回転不能に固定されている。また、入力軸12には、内周縁部および外周縁部においてそれぞれ上記油圧シリンダ30に向う小径円筒部32および大径円筒部34が一体に設けられた可動回転体36が、ボールスプライン機構38を介して軸方向の移動可能且つ軸まわりの回転不能に取り付けられており、その大径円筒部34が油圧シリンダ30内に軸方向への摺動可能に嵌合されている。そして、これら油圧シリンダ30と可動回転体36とによって環状空間を成す油圧室40が形成され、ポンプ42によってタンク44から汲み上げられた作動油が、流量制御用のサーボ弁46、入力軸12に設けられた通路48、50、入力軸12と可動回転体36との間の環状空間52、可動回転体36に設けられた通路54を経て、或いは通路48から通路56を経て供給されるようになっている。

また、入力軸12には上記可動回転体36との間にV溝58を形成する固定回転体60が一体に

設けられており、これら可動回転体36および固定回転体60によって、V溝58の溝幅が可変な可変プーリ62が構成されている。

一方、前記出力軸14はその段部にベアリング18の内輪がナット64によって締め付けられることにより、軸方向の位置決めが為されているが、それら段部と内輪の間には円板状の取付部材66が介挿されて、出力軸14に対して相対回転不能に固定されている。この取付部材66には、有底円筒形状を成す固定回転体68が、その円筒部70の開口側端部において複数のピン71によって固定されている。また、出力軸14には、内周縁部において上記取付部材66に向う円筒部72が設けられ、且つ固定回転体68との間にV溝74を形成する可動回転体76が、ボールスプライン機構78を介して軸方向の移動可能且つ軸まわりの回転不能に取り付けられている。これら固定回転体68および可動回転体76によって、V溝74の溝幅が可変な可変プーリ80が構成されており、前記入力軸12に設けられた可変プーリ6

2との間に伝導ベルト82が巻掛けられて、入力軸12の回転が出力軸14に伝達されるようになっている。なお、第1図に示す可変プーリ80はV溝74の溝幅が広い場合と狭い場合の二状態を併せて図示したものであるが、図において下側に示す溝幅の広い状態が入力軸12に設けられた可変プーリ62と対応する。

上記可動回転体76の円筒部72は固定回転体68を摺動可能に挿通しており、その先端部には外周面が円筒部70の内周面に摺接する円板状の仕切板84が固定されて、固定回転体68との間に環状空間を成す油圧室86を形成している。この油圧室86には、前記ポンプ42によって汲み上げられた作動油が出力軸14に設けられた通路88、90、円筒部72に設けられた環状溝92および通路94を経て供給されるようになっており、その作動油の油圧(ライン油圧)が可動回転体76の受圧面を成す仕切板84の一方の端面96に作用させられる。すなわち、前記固定回転体68は可動回転体76の受圧面を成す端面96に

油圧を作用させる油圧室86を備えて、その可動回転体76を駆動する油圧シリンダをも兼ねているのである。なお、この可動回転体76の受圧面積は、前記入力軸12に設けられた可動回転体36の受圧面積より小さく設定されている。

また、仕切板84と取付部材66との間にも環状空間を成す油圧室98が形成されて、ライン油圧を制御する圧力リリーフ弁100若しくはサーボ弁46を経てタンク44へ戻される作動油が、チェック弁102の順方向の開弁圧に基づいてリテーナ22に設けられた開口104、出力軸14に設けられた通路106、108を経て積極的に導かれ、その油圧室98内に充たされるようになっている。そして、この油圧室98は、第2図にも示されているように、取付部材66の中心側すなわち出力軸14の回転中心付近であって、前記ベアリング18に対向する位置に設けられた三つの孔110によって外部に開放されており、油圧室98内に収容された作動油はこの孔110からベアリング18に向って流出する。なお、チェッ

ク弁102によって流通が制限された作動油の一部は、伝導ベルト82などベルト式無段変速装置の各種構成部品の潤滑油として供給されるようになっている。

ここで、前記入力軸12に設けられた油圧シリンダ30は、油圧室40に供給される作動油の流量に基づいて可動回転体36を軸方向に移動し、可変プーリ62のV溝58の溝幅を変更することにより、伝導ベルト82の掛り径（有効径）を連続的に変化させ、入力軸12と出力軸14との回転速度の比すなわち速度比を無段階に変更するもので、その油圧室40に供給される作動油の流量を制御する前記サーボ弁46は、例えばアクセル開度と車速から算出された目標のエンジン回転数と実際のエンジン回転数とを一致させるようにフィードバック制御されるようになっている。この時、出力軸14の油圧室86にも作動油が供給されて、可変プーリ80に巻掛けられた伝導ベルト82は両回転体68と76との間に挟圧されているが、入力軸12に設けられた可変プーリ62の

可動回転体36の受圧面積は、前述の如く出力軸14に設けられた可変プーリ80の可動回転体76の受圧面積よりも大きいため、可変プーリ62のV溝58の溝幅は可変プーリ80の挟圧力に抗して狭くされ、或いはその挟圧力に従って拡開される。

また、出力軸14に設けられた油圧シリンダすなわち仕切板84との間に油圧室86を形成する固定回転体68は、油圧室86に供給されるライン油圧に基づいて伝導ベルト82を可変プーリ80の固定回転体68と可動回転体76との間に挟圧することにより、伝導ベルト82と可変プーリ62、80との間に、伝導ベルト82に動力伝達が可能で且つ必要最小限の適度な張力を発生させるのに必要かつ十分な摩擦力を生じさせるもので、その油圧室86に供給されるライン油圧を制御する前記圧力リリーフ弁100は、例えばエンジンの出力トルクと速度比とに基づいて制御され、ライン油圧を専ら伝導ベルト82と可変プーリ62、80との摩擦力が上述したように必要かつ充分と

なるように制御する。すなわち、伝導ベルト82と可変プーリ62、80との摩擦力は、これが過大な場合には動力伝達時の動力損失が増加するとともに伝導ベルト82の寿命が低下する一方、過小な場合には伝導ベルト82と可変プーリ62、80との間にスリップが発生する可能性があるが、上記の如く制御されたライン油圧が可動回転体76に作用させられることにより、かかる不都合が解消するのである。

しかしながら、このように可動回転体76に作用させられるライン油圧を最適な値に制御しても、油圧シリンダを成す固定回転体68は出力軸14と共に回転駆動されるため、その油圧室86内に充たされている作動油には遠心力が作用し、その分だけ可動回転体76に作用する油圧が増圧されることとなる。これに対し、本実施例においては仕切板84を挟んで油圧室86と反対側に油圧室98が形成され、その油圧室98内にも作動油が充たされているため、出力軸14の回転に伴って油圧室98内の作動油にも遠心力が作用して油圧

が発生し、仕切板84の他方の端面112に作用させられる。そして、この端面112は油圧室86内の油圧が作用させられる端面96と同一の外径寸法で、且つ同一の面積を有している一方、油圧室98はその回転中心の近傍において孔110にて開放されているため、油圧室98内の油圧が端面112に作用する力は、油圧室86内の油圧が端面96に作用する力のうち遠心力に基づく増圧分による力とほぼ一致し、その遠心力に基づく増圧分が良好に補償されるのである。したがって、仕切板84には専ら油圧室86内のライン油圧に基づく力が作用させられることとなり、可動回転体76は伝導ベルト82と可変プーリ62、80との摩擦力が必要且つ充分となるように制御されたライン油圧のみに基づいて駆動されることとなる。すなわち、油圧室98は油圧室86内の作動油に作用する遠心力による増圧分を補償する補償用環状空間を成しており、端面112は油圧室98内の油圧が作用させられる補償用受圧面を成しているのである。なお、油圧室98内の油圧は仕

切板84の端面112のみならず円筒部72の端面にも作用するが、この部分は孔110によって開放されていて油圧は殆ど発生しないため、受圧面として機能していない。

ここで、油圧室98内にはチェック弁102の開弁圧に基づいて作動油が積極的に供給されるようになっており、且つ油圧室98は孔110にて外部に開放されているため、変速過渡期において油圧室98の容積が増減しても作動油が速やかに供給、排出され、常に効果的な補償作用が得られるのである。また、孔110から排出された作動油はベアリング18を潤滑する作用を為すため、ベアリング18の寿命が向上する。

なお、上記のように油圧室98を設けて遠心力による増圧分を補償しても、受圧面積差等に起因してこれを十分に相殺することが困難である場合には、油圧室86に供給されるライン油圧を制御する圧力リリーフ弁100が、上記油圧室98内に発生する遠心力による油圧では相殺し得ない分だけ予め補正されたライン油圧を発生させるよう

に制御されても良いのである。この時、油圧室98内の油圧を出力軸14の回転速度等から演算する必要があるが、油圧室98は孔110にて外部に開放されているため、大気圧ベースで演算し得て補正が容易かつ正確に為され得る。

一方、入力軸12に設けられた油圧シリング30においても、油圧室40内に充たされている作動油に遠心力が作用するが、この作動油の供給量を制御するサーボ弁46は、上述したように実際のエンジン回転数が目標のエンジン回転数と一致するようにフィードバック制御されているため、遠心力による増圧に起因して速度比に狂いが生じたり、伝導ベルト82と可変プーリ62、80との摩擦に影響を与えたりする虞はないのである。

このように、本実施例のベルト式無段変速装置によれば、油圧室86内の作動油に作用する遠心力に基づく油圧の増圧分が、油圧室98内の作動油に作用する遠心力に基づいて発生する油圧によって補償され、可動回転体76は専ら圧力リリー

フ弁100によって制御されたライン油圧に基づいて駆動されるため、伝導ベルト82と可変プーリ62、80との摩擦が必要かつ充分となるように維持される。また、本実施例ではチェック弁102の開弁圧に基づいて油圧室98内に作動油が積極的に供給されるようになっているため、変速過渡期の応答性も速やかで、常に効果的な遠心力による増圧分の補償作用が得られる。

また、本実施例では固定回転体68が可動回転体76を駆動する油圧シリングを兼ねていて、その油圧シリングと入力軸12に設けられた油圧シリング30とが、共に第1図において可変プーリ80、62の右側に設けられているため、装置の軸方向の寸法が短くなってコンパクトに構成され得る。加えて、油圧室86に作動油を供給する通路88と油圧室98に作動油を供給する通路106とが、それぞれ出力軸14の反対方向から形成されているため、出力軸14の構造が簡単となる利点をも有する。

以上、本発明の一実施例を図面に基づいて詳細

に説明したが、本発明はその他の態様においても実施できる。

例えば、前記実施例では圧力リリーフ弁100若しくはサーボ弁46からタンク44に戻される作動油が油圧室98内に導かれるようになっているので、油圧室86内の作動油を導く場合に比較して伝導ベルト82に対する挟圧力または伝導ベルト82の張力制御に影響が生じない利点がある。なお、タンク44に戻される作動油の代わりに他の系統の作動油、たとえば潤滑油の漏れ油を導くように構成することも可能である。

また、前記実施例では固定回転体68が油圧シリングを兼ねているが、入力軸12側の油圧シリング30のように、可動回転体76側に油圧シリングを設けても良いことは勿論である。

さらに、前記実施例では油圧室98内の作動油が孔110から流出してベアリング18を潤滑するように構成されているが、孔110は必ずしもベアリング18に対向する位置に設ける必要はなく、少なくとも油圧室98の回転中心付近に設け

られておれば良い。なお、その孔110の数や形状は適宜変更することが可能である。

加えて、前記実施例では入力軸12に油圧シリンダ30が設けられて、可動回転体36を駆動するようになっているが、油圧シリンダ30の代わりに、またはその補助としてスプリングや電動モータ等にて可動回転体36を駆動し、速度比を変更するように構成することもできる。

その他一々例示はしないが、本発明はその精神を逸脱することなく、当業者の知識に基づいて種々の変更、改良を施した態様で実施し得るものである。

発明の効果

以上詳記したように、本発明のベルト式無段変速装置によれば、遠心力に基づいて補償用環状空間内の油に発生する油圧によって、油圧シリンダの環状空間内の油圧の遠心力による増圧分が補償されるため、可動回転体は専ら伝導ベルトと可変プーリとの摩擦力が必要でかつ充分となるように制御された油圧のみに基づいて駆動されることと

なり、遠心力の影響で伝導ベルトと可変プーリとの摩擦力が過大になることはないのである。

4. 図面の簡単な説明

第1図は本発明の一実施例であるベルト式無段変速装置の要部を示す断面図を油圧回路と共に示す図である。第2図は第1図のⅡ-Ⅱ断面図である。

- 12：入力軸（一次側回転軸）
14：出力軸（二次側回転軸）
36, 76：可動回転体 58, 74：V溝
60：固定回転体 62, 80：可変プーリ
68：固定回転体（油圧シリンダ）
82：伝導ベルト 86：油圧室（環状空間）
96：端面（受圧面）
98：油圧室（補償用環状空間）
110：孔 112：端面（補償用受圧面）

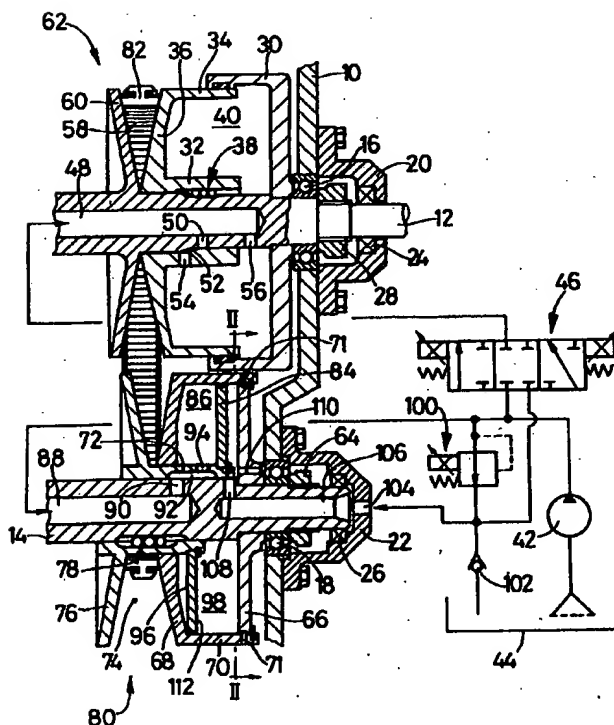
出願人 トヨタ自動車株式会社

代理人 弁理士 池田 治 幸

（ほか2名）



第1図



第2図

